

Heat exchanger arrangement for operation using the exhaust gases of a piston engine

Patent number: DE3218984
Publication date: 1983-11-24
Inventor: SCHATZ OSKAR DR ING (DE)
Applicant: SCHATZ OSKAR
Classification:
- international: *F02G5/02; F28F27/02; F02G5/00; F28F27/00; (IPC1-7): F28D7/00; F02G5/02*
- european: F02G5/02; F28F27/02
Application number: DE19823218984 19820519
Priority number(s): DE19823218984 19820519

Report a data error here

Abstract of **DE3218984**

A heat exchanger arrangement, which is suitable in particular for heating vehicles and in the case of which at least one "intensive heat exchanger" and at least one "friction heat exchanger" (which is used as a baffle device (back-pressure device) are arranged in the flow path of the exhaust gases of a piston engine. An "intensive heat exchanger" is in this case regarded as a heat exchanger on which a pressure difference in the order of magnitude of 0.01-0.5 bar occurs, and a "friction heat exchanger" is regarded as a heat exchanger on which a pressure difference in the order of magnitude of 0.1-5 bar occurs, but at least a larger pressure difference than in the intensive heat exchanger which forms part of the heat exchanger arrangement. At least one friction heat exchanger can optionally be brought into or out of operation in order to vary the pressure and temperature level.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

①⑨ BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

①⑫ **Offenlegungsschrift**
①⑪ **DE 32 18 984 A 1**

⑤① Int. Cl. 3:
F 28 D 7/00
F 02 G 5/02

②① Aktenzeichen: P 32 18 984.2
②② Anmeldetag: 19. 5. 82
④③ Offenlegungstag: 24. 11. 83

⑦① Anmelder:
Schatz, Oskar, Dr.-Ing., 8035 Gauting, DE

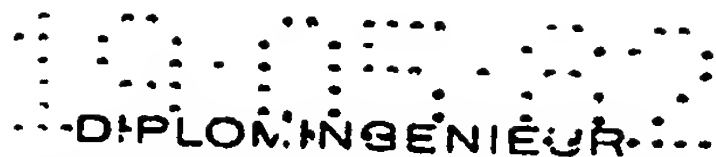
⑦② Erfinder:
gleich Anmelder

⑤④ **Wärmetauscheranordnung für den Betrieb mit den Abgasen eines Kolbenmotors**

Eine insbesondere zur Beheizung von Fahrzeugen geeignete Wärmetauscheranordnung, bei welcher im Strömungsweg der Abgase eines Kolbenmotors zumindest ein "Intensivwärmetauscher" und zumindest ein als Stauvorrichtung dienender "Reibungswärmetauscher" angeordnet sind. Als "Intensivwärmetauscher" wird dabei ein Wärmetauscher bezeichnet, an welchem ein Druckunterschied in der Größenordnung von 0,01–0,5 bar auftritt, als "Reibungswärmetauscher" ein Wärmetauscher, an welchem ein Druckunterschied in der Größenordnung von 0,1–5 bar auftritt, zumindest aber ein größerer Druckunterschied als in dem Teil der Wärmetauscheranordnung bildenden Intensivwärmetauscher. Zumindest ein Reibungswärmetauscher ist wahlweise in oder außer Funktion bringbar, um das Druck- und Temperaturniveau zu verändern.
(32 18 984)

DE 32 18 984 A 1

DE 32 18 984 A 1



3218984

HELMUT LAMPRECHT
PATENTANWALT

PROFESSIONAL REPRESENTATIVE BEFORE THE EUROPEAN PATENT OFFICE
CORNELIUSSTR. 42 · D-8000 MÜNCHEN 5 · TEL. 089/2014867 · TELEX 528425

3121-22

Dr.-Ing. Oskar Schatz
Tellhöhe 14
8031 Stockdorf

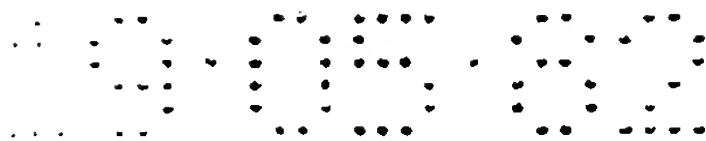
Wärmetauscheranordnung für den Betrieb mit den Abgasen
eines Kolbenmotors.

Ansprüche:

1. Wärmetauscheranordnung für den Betrieb mit den Abgasen eines Kolbenmotors, insbesondere zur Beheizung von Kraftfahrzeugen, dadurch gekennzeichnet, daß in dem Strömungsweg der Abgase zumindest ein Intensivwärmetauscher (28, 72, 116) angeordnet ist, dessen Abmessungen so dimensioniert sind, daß an ihm ein Druckunterschied in der Größenordnung von 0,01 - 0,5 bar auftritt, sowie zumindest ein als Stauvorrichtung dienender Reibungswärmetauscher (32, 64, 64a, 64b, 74, 74a, 74b, 114), dessen Abmessungen so dimensioniert sind, daß an ihm ein

- Druckunterschied in der Größenordnung von 0,1 - 5 bar, zumindest aber ein größerer Druckunterschied als an dem Intensivwärmetauscher (28, 72, 116) bzw. den Intensivwärmetauschern auftritt, und daß
- 5 im Strömungsweg der Abgase zumindest ein Reibungswärmetauscher (32a, 32b, 64a, 64b, 74a, 74b, 114) wahlweise in oder außer Funktion bringbar ist.
2. Wärmetauscheranordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß in dem Strömungsweg in paralleler Anordnung mindestens ein Reibungswärmetauscher (32a, 32b, 64a, 64b, 74a, 74b) und ein Kanal mit gegenüber dem Reibungswärmetauscher vergrößertem Strömungsquerschnitt einbezogen sind und daß
- 10 wahlweise der Kanal oder der Reibungswärmetauscher in den Strömungsweg einbeziehbar sind.
3. Wärmetauscheranordnung nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens
- 20 ein Reibungswärmetauscher (32a, 32b, 74, 74a, 74b) stromab vom Intensivwärmetauscher (28, 72) angeordnet ist.
4. Wärmetauscheranordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß stromauf und stromab vom Intensivwärmetauscher (72) Reibungswärmetauscher (64a, 64b, 74, 74a, 74b) angeordnet sind.
- 25

5. Wärmetauscheranordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß mindestens zwei Reibungswärmetauscher (64a, 64b, 74a, 74b) zu einer in Reihe angeordneten Gruppe zusammengefaßt sind.
6. Wärmetauscheranordnung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß von den Reibungswärmetauschern einer Gruppe zumindest einer wahlweise in oder außer Funktion setzbar ist.
7. Wärmetauscheranordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß in den Strömungsweg in paralleler Anordnung mindestens ein Reibungswärmetauscher (114) und ein gegenüber dem Reibungswärmetauscher (114) einen vergrößerten Strömungsquerschnitt aufweisender Kanal (112) einbezogen sind und daß der parallele Kanal (112) wahlweise zur Veränderung des Gesamtströmungsquerschnitts zu- und abschaltbar ist.
8. Wärmetauscheranordnung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß der Reibungswärmetauscher (114) und der parallele Kanal (112) gemeinsam derart dimensioniert sind, daß sie als Intensivwärmetauscher dienen.
9. Wärmetauscheranordnung nach einem der Ansprüche 7 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Reibungswärmetauscher (114) und der parallele Kanal



(112) in einen Intensivwärmetauscher (116) münden.

10. Wärmetauscheranordnung nach Anspruch 9, dadurch gekennzeichnet, daß mehrere Reibungswärmetauscher (114) den zu ihnen parallelen Kanal (112) umgeben und der in Strömungsrichtung verlaufenden Wandung des nachfolgenden Intensivwärmetauschers (116) benachbart in diesen ausmünden.
- 10 11. Wärmetauscheranordnung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß ein von einem Gehäuse (10, 42, 96) umschlossener Raum durch zwei zueinander parallele Zwischenwände (18, 20, 50, 52, 104, 106) in drei Abschnitte unterteilt ist, daß die beiden äußeren Abschnitte durch den mittleren Abschnitt (16, 48, 102) durchquerende Kanäle (28, 32a, 32b, 64a, 64b, 72, 74, 74a, 74b, 112, 114, 116) mit unterschiedlichem Querschnitt verbunden sind, daß der mittlere Abschnitt (16, 48, 102) mit einer Ein- und einer Ausströmöffnung für ein zu erwärmendes Strömungsmittel versehen ist, daß der durch die beiden äußeren Abschnitte (22, 24, 30, 34, 54, 56, 76, 66, 70, 82, 108, 110) und die Kanäle (28, 32a, 32b, 64a, 64b, 72, 74, 74a, 74b, 112, 114, 116) gebildete Raum mit einer Ein- (12, 44, 98) und einer Ausströmöffnung (14, 46, 100) für das Abgas versehen ist und daß der Strömungsweg des Abgases durch die Kanäle durch mindestens ein zwischen einer wirksamen und einer unwirksamen Stellung

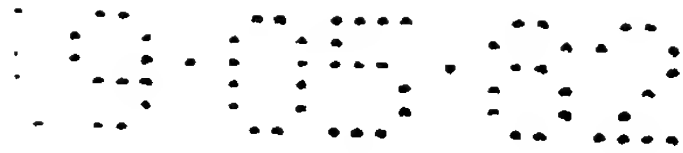
verstellbares Sperrorgan (38, 60, 84, 90, 118)
veränderbar ist.

12. Wärmetauscheranordnung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß die Kanäle (28, 32a, 32b, 64a, 64b, 72, 74, 74a, 74b, 112, 114, 116) in zueinander paralleler Richtung verlaufen.
13. Wärmetauscheranordnung nach einem der Ansprüche 11 oder 12, dadurch gekennzeichnet, daß durch quer zur Durchströmrichtung der Kanäle (28, 32a, 32b, 64a, 64b, 72, 74, 74a, 74b, 112, 114, 116) versetzte Trennwände (26, 36, 58, 68, 78, 80, 88) in den äußeren Abschnitten ein zumindest einen Teil der Kanäle in Reihe durchziehender Strömungsweg gebildet ist und daß zumindest eine der Trennwände (36, 58, 80, 88) als verstellbares Sperrorgan ausgebildet ist.

Die Erfindung betrifft eine Wärmetauscheranordnung für den Betrieb mit den Abgasen eines Kolbenmotors, insbesondere zur Beheizung von Kraftfahrzeugen.

- 5 Wegen des Rückgangs luftgekühlter PKW-Motoren ist die Nutzung der Abgaswärme für Zwecke der Beheizung des Fahrzeuginnenraums in den letzten Jahren stark zurückgegangen. Bei Verwendung wassergekühlter Motoren ist eine leichte Beheizung mit dem Kühlwasser möglich, je-
10 doch wird im Zuge der Maßnahmen zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs im Fahrzeugbau das Angebot an Kühlwärme des Motors immer geringer. Auf diese Weise entstehen bei besonders effizienten Motoren Heizungslücken, die durch den Einsatz von Zusatzheizungen behoben werden
15 müssen.

Um die Wärmeabgabe des Motors an das Kühlmittel zu steigern, ist es bekannt, die Abgase aufzustauen, wodurch sich jedoch der Kraftstoffverbrauch des Motors
20 und die Temperatur der Abgase, wie auch die Emission



3218984

Dr. Schatz

- 7 -

3121-22

von Giftstoffen erhöht. Die einzige noch realistische nutzbare Abwärmequelle zur Ausfüllung der beschriebenen Heizungslücken ist die Wärme der Abgase. Wird die Abgaswärme über einen Gas-Wasser-Wärmetauscher gewonnen und damit in das Heiz- und Kühlsystem des Fahrzeugs integriert, dann wird sogar noch eine positive Beeinflussung des Kraftstoffverbrauchs und der Abgasemission über die Anhebung des Temperaturniveaus des Motors möglich.

10

Einige der früher vorhandenen Probleme bei Abgaswärmetauschern, wie Wärmerisse durch thermische Spannungen und Zersetzung des Frostschutzmittels hat man dadurch überwunden, daß der Abgas-Wasser-Wärmetauscher im Bypass zum Abgassystem betrieben wird und nur dann mit Abgas beaufschlagt wird, wenn Wärmeleistung erforderlich ist. Dabei wird der Wärmetauscher ständig mit Wasser durchspült und auf diese Weise auf einer etwa konstanten Temperatur gehalten.

20

Das Kernproblem ist jedoch geblieben, nämlich die Abhängigkeit der nutzbaren Abwärme des Abgases von der Motorleistung. Diese schwankt bei Diesel- und bei Ottomotoren zwischen Höchstleistung und Leerlauf etwa im Verhältnis 200:1. Da die vom Kühlmittel des Motors abtransportierte Wärmemenge, die serienmäßig zur Beheizung des Innenraums zur Verfügung steht, ebenfalls von der Leistung des Motors abhängt, ist der Bedarf an zusätzlicher Heizleistung dort am höchsten, wo die nutzbare Abwärme im Abgas am geringsten ist. Dies führt zu rela-

30

- 8 -

Dr. Schatz

- 8 -

3121-22

- tiv großflächigen und damit großvolumigen und schweren Wärmetauschern. Diese Tendenz läuft den Bestrebungen zur Senkung des Fahrzeuggewichts und der damit verbundenen Verringerung des zur Verfügung stehenden
- 5 Platzes zuwider. Da andererseits bei geringer Motorleistung nicht nur die Abgasmengen gering sind, sondern auch die Abgastemperaturen, besteht der Wunsch, die Wärmestromdichte durch andere Maßnahmen zu erhöhen.
- 10 Eine wirksame Maßnahme ist die Erhöhung der Geschwindigkeit des Abgases entlang der vom Abgas bestrichenen Wärmetauscherfläche. Mit der Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit steigt die Wärmedurchgangszahl, auch
- 15 k-Wert genannt, welche insbesondere bei Gasen eine Funktion der Strömungsgeschwindigkeit ist. Von diesem k-Wert hängen im hohen Maße Kosten, Bauvolumen und Gewicht eines Wärmetauschers ab.

Der Erhöhung der Gasgeschwindigkeit sind jedoch wirtschaftliche Grenzen gesetzt. Zur Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit werden die Strömungsquerschnitte verringert. Um die mit der höheren Strömungsgeschwindigkeit erforderliche höhere Druckdifferenz zu erbringen, müssen zur Förderung des Gases dienende Gebläse, sowie die

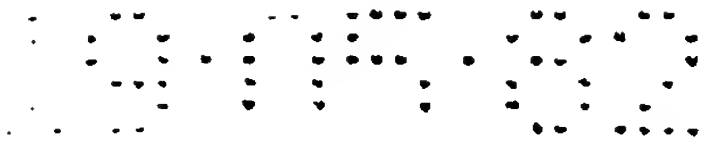
20 Motoren zum Antrieb dieser Gebläse, entsprechend aufwendiger ausgelegt werden. Weiterhin steigen die Betriebskosten durch den höheren Energieverbrauch beträchtlich.

- 30 Beim Einsatz in Kraftfahrzeugen, insbesondere bei Personenkraftwagen, wiegen die Maßnahmen zur Erhöhung

der Strömungsgeschwindigkeit bei Wärmetauschern besonders schwer. Durch die geräteseitigen Veränderungen werden Kosten, Gewicht und Bauvolumen negativ beeinflusst. Das Aufbringen der für den Betrieb der Wärmetauscher erforderlichen Gebläseenergie erfordert weitere Maßnahmen. Zunächst muß sichergestellt werden, daß die erforderliche Gebläseleistung dem Gebläsemotor zugeführt werden kann, hierzu wäre eine Verstärkung der Lichtmaschine erforderlich, was weitere Gewichts Nachteile und auch eine nachteilige Vergrößerung des Bauvolumens mit sich bringen würde. Der wichtigste Faktor bei dem Betrieb eines Gebläses mit höherer Druckleistung ist jedoch der besonders ungünstige Wirkungsgrad beim Aufbringen der erforderlichen Antriebsleistung. Zunächst muß die Druckenergie, die für eine Erhöhung der Durchflußgeschwindigkeiten erforderlich ist, um ein Mehrfaches angehoben werden. Zudem sind die Wirkungsgrade im Kraftfahrzeug sehr ungünstig, weil mehrere Geräte mit schlechtem Wirkungsgrad multiplikativ miteinander verbunden sind. Die Kette besteht aus folgenden Gliedern:

höhere Druckenergie x schlechter Wirkungsgrad des Kreiselgebläses x schlechter Wirkungsgrad des Gebläsemotors x schlechter Wirkungsgrad der Lichtmaschine x schlechter Wirkungsgrad des Fahrzeugmotors.

Ein Teil der Verluste des Kraftfahrzeugsmotors kann zwar für Heizungszwecke rückgewonnen werden, die Verluste bei Lichtmaschine, Gebläsemotor und Gebläse selbst sind jedoch in vollem Umfang zu berücksichtigen.



- Aus diesem Grunde wird es bisher für unwirtschaftlich gehalten, Wärmetauscher für Fahrzeuge mit hohen Geschwindigkeiten zu beaufschlagen. Daraus erwuchs die branchenübliche Norm, Wärmetauscher bei Kraftfahrzeugen mit einem
5 möglichst niedrigen Druckverlust zu betreiben, d.h. mit einer möglichst niedrigen Strömungsgeschwindigkeit. Daraus ergeben sich branchenübliche Wärmedurchgangszahlen (k-Werte) zwischen 20-50 Watt/m²/°Kelvin.
- 10 Es ist bekannt, Abgaswärmetauscher von Kraftfahrzeugen mit Kolbenmotoren direkt mit dem Auspuffsystem des Motors zu verbinden, so daß die Verwendung eigener Gebläse überflüssig wird. Aufgrund der branchenüblichen Norm, Wärmetauscher mit niedrigem Druck und niedrigen Durchströmgeschwindigkeiten zu betreiben, werden auch diese Wärme-
15 tauscher konventionell ausgelegt. Dies ist, wie sich nachfolgend noch ergibt, die Folge eines unbegründeten Vorurteils.
- 20 Abgaswärmetauscher konventioneller Bauart weisen den Nachteil auf, daß sie umso effektiver sind, je höher die Motorbelastung ist und je weniger sie deshalb gebraucht werden, und umso ineffizienter, je geringer die Motorbelastung ist, also je mehr sie gebraucht werden.
- 25 Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, das Wärmeangebot des Wärmetauschers weitgehend den Bedürfnissen anzupassen, unter besonderer Berücksichtigung von Bauvolumen, Gewicht, Motorrückwirkung und Kraftstoffverbrauch.

19.05.60

3218984

Dr. Schatz

- 11 -

3121-22

Dabei soll eine Lösung angestrebt werden, die sowohl die Möglichkeit bietet, Fahrzeuge mit einer für den jeweiligen Fahrzeugtyp besonders geeigneten Wärmetauscheranordnung ausrüsten zu können und dabei zugleich
5 durch Variationsmöglichkeiten an zum Einbau bestimmten Geräten die Lagerhaltung zu vereinfachen, wie auch die Möglichkeit, eingebaute Wärmetauscheranordnungen dem jeweils herrschenden Betriebszustand anpassen zu können. Diese Variationsmöglichkeiten sollen bei gro-
10 ser Zuverlässigkeit mit verhältnismäßig geringem Aufwand an Gewicht und Bauvolumen verwirklicht werden.

Die Lösung der gestellten Aufgabe besteht darin, daß in dem Strömungsweg der Abgase zumindest ein Intensivwärmetauscher angeordnet ist, dessen Abmessungen so dimensioniert sind, daß an ihm ein Druckunterschied in der Größenordnung von 0,01 - 0,5 bar auftritt, sowie zumindest ein als Stauvorrichtung dienender Reibungswärmetauscher, dessen Abmessungen so dimensioniert sind,
15 daß an ihm ein Druckunterschied in der Größenordnung von 0,1 - 5 bar, zumindest aber ein größerer Druckunterschied als an dem Intensivwärmetauscher bzw. den Intensivwärmetauschern auftritt, und daß im Strömungsweg der Abgase zumindest ein Reibungswärmetauscher wahlweise
20 in oder außer Funktion

Durch den Einsatz des Reibungswärmetauschers ergibt sich eine erhebliche Spannweite des Zustandes der zu verarbeitenden Abgase, z.B. 700°C bei 3 bar abs. am Eintritt
30 und 50°C bei 1 bar abs. am Austritt der Wärmetauscher-

anordnung, mit entsprechenden Änderungen des Volumenstroms.

- 5 Eine bevorzugte Ausgestaltung besteht darin, daß mehrere Reibungswärmetauscher wahlweise in oder außer Funktion setzbar sind. Damit ergibt sich eine große Variationsbreite, wobei man sowohl eine besonders gute Anpassung an den Fahrzeugtyp wie an die jeweiligen Betriebszustände erreichen kann. Eine weitere zweckmäßige Ausführungsform besteht darin, daß stromauf und stromab vom Intensivwärmetauscher eine unterschiedliche Zahl von Reibungswärmetauschern angeordnet ist. Damit ergibt sich die Möglichkeit, durch Einbau einer solchen Wärmetauscheranordnung im einen oder anderen Strömungs-
10 sinn unterschiedlichen Voraussetzungen gerecht zu werden.
15

- Da die Hauptparameter für den Wärmetausch Temperaturdifferenz, Gasdichte und Gasgeschwindigkeit (Volumenstrom) sind, kommt eine Aufgliederung der Wärmetauscheranordnung in wahlweise zu- und abschaltbare Wärmetauschersektionen einer optimalen Auslegung der Wärmetauscheranordnung entgegen.
20

- 25 Wird dem Reibungswärmetauscher, der insbesondere die Wärmeleistung des Motors steigert, ein Intensivwärmetauscher vorgeschaltet, so kann dieser Intensivwärmetauscher wirkungsvoll bei hohem Druck (Dichte) und hohem Temperaturniveau arbeiten. Stromab vom Reibungswärmetauscher können dann Druck und Temperatur weit-
30

gehend abgebaut sein. Die dann noch im Abgas enthaltene Energie setzt sich hauptsächlich aus der Kondensationswärme des bei der Verbrennung entstandenen Wasserdampfs zusammen. Zur Gewinnung der Kondensationswärme ist die Abkühlung der Abgase unter den Taupunkt (ca. 60°C bei atmosphärischem Druck) erforderlich. Dies wird durch die Nachschaltung eines Intensivwärmetauschers möglich, der für niedrige Temperaturen und Drücke ausgelegt ist und insbesondere die korrodierende Wirkung kondensierender Abgase berücksichtigt.

Eine besonders vorteilhafte Ausführungsform besteht darin, daß ein von einem Gehäuse umschlossener Raum durch zwei zueinander parallele Zwischenwände in drei Abschnitte unterteilt ist, daß die beiden äußeren Abschnitte durch den mittleren Abschnitt durchquerende Kanäle mit unterschiedlichem Querschnitt verbunden sind, daß der mittlere Abschnitt mit einer Ein- und einer Ausströmöffnung für ein zu erwärmendes Strömungsmittel versehen ist, daß der durch die beiden äußeren Abschnitte und die Kanäle gebildete Raum mit einer Ein- und einer Ausströmöffnung für das Abgas versehen ist und daß der Strömungsweg des Abgases durch die Kanäle durch mindestens ein zwischen einer wirksamen und einer unwirksamen Stellung verstellbares Sperrorgan veränderbar ist, wobei die Kanäle vorzugsweise parallel zueinander angeordnet sind.

Eine zweckmäßige Weiterbildung besteht darin, daß durch gegeneinander versetzte Trennwände in den

äußeren Abschnitten ein zumindest einen Teil der Kanäle in Reihe durchziehender Strömungsweg gebildet ist und daß zumindest eine der Trennwände als verstellbares Sperrorgan ausgebildet ist.

5

Weitere vorteilhafte und zweckmäßige Ausgestaltungen ergeben sich aus den Unteransprüchen in Verbindung mit der Beschreibung.

- 10 Anhand der nun folgenden Beschreibung der in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiele der Erfindung wird diese näher erläutert.

Es zeigt:

- 15 Fig. 1 einen schematischen Schnitt durch eine erste Ausführungsform einer in einem gemeinsamen Gehäuse untergebrachten erfindungsgemäßen Wärmetauscheranordnung,
- Fig. 2 eine andere Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Wärmetauscheranordnung,
- 20 Fig. 3 eine Variante der in Fig. 2 gezeigten Wärmetauscheranordnung,
- Fig. 4 noch eine andere Ausführungsform einer Wärmetauscheranordnung mit größeren Variationsmöglichkeiten,
- 25 Fig. 5 eine Variante zur Wärmetauscheranordnung nach Fig. 4,
- Fig. 6 eine andere Variante der Wärmetauscheranordnung nach Fig. 4 und
- 30 Fig. 7 eine weitere Ausführungsform der Wärmetauscheranordnung.

Bei sämtlichen Ausführungsbeispielen ist die Wärmetauscheranordnung als kompakte Einbaueinheit ausgebildet, welche lediglich mit den vorgesehenen Anschlüssen für das Motorabgas und das Heizmedium und mit dem
5 Stellorgan bzw. den Stellorganen für umstellbare Sperrorgane verbunden werden muß.

Die in Fig. 1 gezeigte Wärmetauscheranordnung besteht aus einem Gehäuse 10, welches mit einem Einströmstutzen
10 12 und einem Ausströmstutzen 14 versehen ist und dessen Innenraum durch zwei zueinander parallele Zwischenwände 18 und 20 in drei Abschnitte unterteilt wird, von welchen der mittlere Abschnitt als Kammer 16 für das Heizmedium dient. Diese Kammer 16 ist mit einer Ein- und
15 einer Ausströmöffnung versehen, welche jedoch in der Zeichnung nicht dargestellt ist.

Der zwischen dem Gehäuse 10 und der Zwischenwand 18 liegende Abschnitt weist dem Einströmstutzen 12 benachbart eine Einströmkammer 22 und daneben, durch eine
20 Trennwand 26 von der Einströmkammer 22 getrennt, eine Umlenkammer 24 auf. Von der Einströmkammer 22 aus erstreckt sich ein Kanal 28 mit verhältnismäßig grossem Querschnitt durch die Kammer 16 in eine Umlenkammer 30, welche in dem Abschnitt zwischen dem Gehäuse 10
25 und der Zwischenwand 20 angeordnet ist. Der Querschnitt des Kanals 28 ist so dimensioniert, daß an ihm ein Druckunterschied von 0,01 - 0,5 bar auftritt, gemäß der eingangs gegebenen Definition handelt es sich somit bei dem Kanal 28 um einen "Intensivwärmetauscher".
30

Von der Umlenkammer 30 aus erstreckt sich ein Kanal 32a quer durch die Kammer 16 und parallel zum Kanal 28 in die Umlenkammer 24, von wo aus ein weiterer Kanal 32b wiederum quer durch die Kammer 16 und parallel zu den beiden anderen Kanälen 28 und 32a zu einer dem Ausströmstutzen 14 benachbarten Ausströmkammer 34 verläuft. Der Querschnitt der Kanäle 32a und 32b ist gegenüber dem Querschnitt des Kanals 28 wesentlich geringer und so dimensioniert, daß ein Druckunterschied in der Größenordnung von 0,1 - 5 bar auftritt, gemäß der gegebenen Definition handelt es sich somit bei den Kanälen 32a und 32b um "Reibungswärmetauscher". Die Ausströmkammer 34 ist von der Umlenkammer 30 durch eine Trennwand 36 getrennt, in welcher sich ein bewegliches Sperrorgan in Form einer Klappe 38 befindet, die mittels eines Bedienungselements 40 in eine die Trennwand 36 schließende, oder aber in eine diese Trennwand 36 weitgehend unwirksam machende, geöffnete Stellung überführbar ist.

Befindet sich die Klappe 38 in ihrer geöffneten Stellung, so werden die Abgase vom Intensivwärmetauscher 28 direkt dem Ausströmstutzen 14 zuströmen. Ist die Klappe 38 geschlossen, werden die Abgase gezwungen, nach dem Durchströmen des Intensivwärmetauschers 28 die beiden als Stauvorrichtung wirkenden Reibungswärmetauscher 32a und 32b zu durchströmen, wobei dann durch deren Wirkung die Wärmeleistung des Motors gesteigert wird. Zugleich wird der Intensivwärmetauscher 28 auf das vor den Reibungswärmetauschern 32a und 32b liegende

hohe Druckniveau gelegt. Das höhere Druck- und Tempera-
turniveau erhöht in erheblichem Umfang die flächenspe-
zifische Wärmestromdichte am Intensivwärmetauscher 28,
so daß der Intensivwärmetauscher sowohl vom Flächen-
angebot wie von der Größe der Durchströmquerschnitte
her kleiner gehalten werden kann. Auch die Reibungs-
wärmetauscher werden kleiner, weil das niedrigere
Temperaturniveau hinter dem Intensivwärmetauscher 28
zu höherer Gasdichte und folglich kleinerem Quer-
schnittsbedarf der Kanäle 32a und 32b führt, was seiner-
seits das Verhältnis von Wärmetauscherfläche zu Kanal-
volumen verbessert.

Die Klappe 38 kann durch geeignete Sensorsignale ge-
steuert werden. Wenn der Motor des Kraftfahrzeuges sich
in einem Betriebszustand befindet, in welchem durch das
Abgas ein großes Wärmeangebot bereitgestellt wird, wird
die Klappe 38 geöffnet, so daß nur der Intensivwärme-
tauscher 28 in Funktion tritt, um den im Vergleich zum
Angebot kleinen Bedarf an Heizwärme dem Abgas zu ent-
nehmen. Bei sinkendem Wärmeangebot wird die Klappe 38
geschlossen.

Bei der Ausführungsform nach Fig. 2 ist wieder ein Ge-
häuse 42 mit Einströmstutzen 44 und Ausströmstutzen 46
durch parallele Zwischenwände 50 und 52 in eine Kammer
48 für das Heizmedium und zwei äußere Abschnitte unter-
teilt. Dem Einströmstutzen 44 benachbart befindet sich
eine Einströmkammer 54 und neben dieser eine Umlenk-
kammer 56, wobei beide Kammern 54 und 56 durch eine
Trennwand 58 getrennt sind, in der sich eine als

Sperrorgan dienende Klappe 60 befindet, die durch ein Bedienungselement 62 betätigt werden kann. Von der Einströmkammer 54 aus erstreckt sich ein als Reibungswärmetauscher dimensionierter Kanal 64a quer durch die
5 Kammer 48 in eine Umlenkammer 66, von der aus ein paralleler, ebenfalls als Reibungswärmetauscher dimensionierter Kanal 64b in die Umlenkammer 56 führt. Ein als Intensivwärmetauscher dimensionierter Kanal 72 verbindet die Umlenkammer 56 mit einer weiteren Umlenkammer 70, die durch eine Trennwand 68 von der Umlenkammer 66 getrennt ist. Aus der Umlenkammer 70 führt ein wieder als Reibungswärmetauscher dimensionierter Kanal 74 in eine Ausströmkammer 76, die von der Umlenkammer 56 durch eine Trennwand 78 getrennt ist.
10 Alle Kanäle 64a, 64b, 72 und 74 sind zueinander parallel angeordnet.
15

Wie bereits beim Beispiel gemäß Fig. 1, wo der dem Intensivwärmetauscher 28 nachgeschaltete Reibungswärmetauscher in zwei Teilwärmetauscher 32a und 32b aufgeteilt wurde, um eine kompaktere Bauweise zu ermöglichen, ist auch hier der dem Intensivwärmetauscher 72 vorgeschaltete Reibungswärmetauscher in zwei Teilwärmetauscher 64a und 64b aufgeteilt, um ebenfalls die kompakte Bauweise zu fördern. Wenn es die Arbeitsbedingungen als gewinnbringend ausweisen, kann man auch den dem Intensivwärmetauscher 72 nachgeschalteten Reibungswärmetauscher 74 in zwei Teilwärmetauscher aufteilen, wie dies in Fig. 3 dargestellt ist, wo durch eine
20
25

zusätzliche Trennwand 80 von der Umlenkammer 70 eine neue Ausströmkammer 82 abgetrennt wird, während die Kammer 76 nun als Umlenkammer zwischen zwei Kanälen 74a und 74b dient, von welchen der Kanal 74a die Umlenk-
5 kammer 70 mit der Umlenkammer 76 und der Kanal 74b die Umlenkammer 76 mit der neuen Ausströmkammer 82 verbindet.

Bei großem Wärmeangebot des Motors wird bei den Beispielen nach den Fig. 2 und 3 die Klappe 60 geöffnet, so daß nur der Intensivwärmetauscher 72 und der nachfolgende Reibungswärmetauscher 74 bzw. die Reibungswärmetauscher 74a und 74b in Funktion treten, um den im Vergleich zum Angebot kleineren Bedarf an Heizwärme dem
15 Abgas zu entnehmen. Da durch den nachgeschalteten Reibungswärmetauscher der Intensivwärmetauscher 72 auf mittlerem Druckniveau liegt und wie oben erläutert kleiner wird, da die nachgeschalteten Reibungswärmetauscher 74 bzw. 74a und 74b bei jeder Stellung der
20 Klappe 60 in Funktion bleiben und weil Reibungswärmetauscher kompakter bauen als Intensivwärmetauscher, ist bei gleicher Wärmeleistung die Kombination eines Intensivwärmetauschers mit nachfolgendem Reibungswärmetauscher die Anordnung, welche zur bestmöglichen Verdich-
25 tung der Konstruktion führt.

Dabei ist zu berücksichtigen, daß die Variante nach den Fig. 2 oder 3 bei jeder Stellung der Klappe einen Überdruckbetrieb durch Stauwirkung zur Folge hat. Diese
30 Betriebsweise ist besonders erwünscht, wenn auch bei

günstiger Motordrehzahl und -last der Heizwärmebedarf durch bei Umgebungsdruck im Abgas verfügbare Wärme nicht gedeckt werden kann.

- 5 Die Anordnung nach den Fig. 2 oder 3 ist auch anwendbar, wenn man die Durchströmungsrichtung der Wärmetauscheranordnung umkehrt, d.h. wenn Einströmstutzen 44 und Ausströmstutzen 46 vertauscht angeschlossen werden, so daß das Abgas über den Stutzen 46 einströmt und die Wärmetauscheranordnung über den Stutzen 44 verläßt. Durch die Umkehrung der Durchströmungsrichtung verändert sich die Wärmeübertragungsleistung in den Wärmetauschern 72 und 74 bzw. 74a und 74b beim Betrieb mit offener Klappe 60. Es bietet sich somit die Möglichkeit, zwei Leistungsstufen der Wärmetauscheranordnung durch das gleiche Gerät bereitzustellen, indem man außerhalb des Gehäuses 42 eine Gasrichtungsumsteuerung in an sich bekannter Art vorsieht, oder indem man das Gerät als Serienprodukt für zwei Leistungsanforderungen mit jeweils unterschiedlicher Durchströmungsrichtung einsetzt, wodurch sich die Lagerhaltung vereinfacht.

- Eine weitere Verbesserung der Anpaßbarkeit an unterschiedliche Leistungsanforderungen aus Motorleistung und Heizwärmebedarf bietet die Ausführungsform gemäß Fig. 4, bei welcher die Konstruktion nach Fig. 3 dadurch verändert wird, daß in die Trennwand 80 eine Klappe 84 eingefügt wird, welche durch ein Bedienungselement 86 betätigt werden kann. Mit seinen nun vier Regelstellungen bietet diese Wärmetauscheranordnung

vier unterschiedliche Wärmeübertragungsleistungen bei konstanter Motorbetriebsstellung. Bezieht man die Verstellmöglichkeit am Motor mit ein, vervielfacht sich die Anpaßbarkeit der Wärmetauscheranordnung entsprechend. Die unterschiedlichen Wirkungen ergeben sich durch das Verschieben des Abgasdruckniveaus und der daraus folgenden Änderung der Temperatur. Die Wärmeübertragung erfolgt entsprechend den Vorgängen, welche unter Bezugnahme auf die Fig. 2 und 3 erläutert wurden. Ergänzend ist zu erwähnen, daß bei Öffnung beider Klappen 60 und 84 nur der Intensivwärmetauscher 72 in Funktion ist, und zwar ohne Drucküberhöhung des Abgases. Der Wärmetauscher bietet in dieser Stellung seine kleinste Wärmetauscherfläche an.

Die Fig. 5 und 6 zeigen weitere Varianten der Wärmetauscheranordnung nach Fig. 4. Sie haben zum Ziel, den dem Intensivwärmetauscher 72 nachgeschalteten Reibungswärmetauscher 74a, 74b nur zur Hälfte sowohl als Staudruck bildende Drossel wie auch in der Funktion als Wärmetauscher einzusetzen, indem sowohl die Umlenkammer 76, wie auch alternativ die als Beruhigungskammer wirkende Ausströmkammer 82 direkt mit dem Ausströmstutzen 46 verbunden werden kann. Zu diesem Zweck ist die das Heizmedium enthaltende Kammer 48 dem Reibungswärmetauscher 74b benachbart durch eine die Zwischenwände 50 und 52 verbindende Wand 85 begrenzt, so daß zwischen dieser Wand 85 und dem Gehäuse 42 ein Kanal 82' als Fortsetzung der Kammer 82 gebildet ist, der sich parallel zu den als Wärmetauschern dienenden

- Kanälen 64a, 64b, 72, 74a und 74b verläuft. Im Eckbereich zwischen der Wand 85 und der Zwischenwand 50 ist eine Klappe 90 derart beweglich angeordnet, daß sie in ihrer einen Endstellung eine Trennwand 88 und in ihrer anderen Endstellung eine Trennwand 89 schließt, wobei diese Trennwände 88 und 89 eine Ausström- und Beruhigungskammer 91 von der Kammer 76 und den Kammern 82, 82' abtrennen.
- 10 Ist die Klappe 90 in die die Kammer 82 abschließende Stellung in der Trennwand 89 gelegt, strömt das Abgas nur durch den Reibungswärmetauscher 74a und von der Kammer 76 direkt zum Ausströmstutzen 46. Wegen der halben Länge des durchströmten Reibungswärmetauscherbereichs ist der Druckverlust entsprechend
- 15 geringer und die angebotene Wärmetauscherfläche ebenfalls. Wird die Klappe 90 in die andere Endstellung überführt, wird auch der Reibungswärmetauscher 74b durchströmt. Es besteht somit eine weitere Möglichkeit für die feingestufte Anpassung von Wärmeangebot und Wärmebedarf.
- 20
- Zur Verstellung der Klappe 90 dient ein Bedienungselement 94.
- 25
- Eine andere Variante mit weniger Regelelementen ist durch die Anordnung gemäß Fig. 6 gegeben, wo die Klappe 84 in der Trennwand 80 fehlt, diese Trennwand 80 also dauernd wirksam ist, so daß bei dieser
- 30 Anordnung zwar der aus zwei Teilen 74a und 74b

bestehende, dem Intensivwärmetauscher 72 nachgeschaltete Reibungswärmetauscher ebenfalls vollständig oder nur zur Hälfte eingesetzt werden kann, während andererseits die Möglichkeit eines staudruckfreien Betriebes
5 entfällt, was unter bestimmten Anforderungen durchaus den Bedürfnissen entsprechen kann.

Bei den Anordnungen nach den Fig. 5 und 6 mag es von den Lastvorgaben her auch zweckmäßig sein, den partiellen Betrieb des nachgeschalteten Reibungswärmetauschers auf den dem Intensivwärmetauscher 72 vorgeschalteten Reibungswärmetauscher 64a und 64b zu verlagern. Dies läßt sich leicht dadurch erreichen, daß die Durchströmrichtung bei den Wärmetauschern nach
10 den Fig. 5 oder 6 geändert wird, wie dies oben bereits erläutert ist.

Bei weiterem Abstufungsbedarf bietet sich noch die Möglichkeit, die partielle Belastung der Reibungswärmetauscher durch Klappen nach Art der Klappe 90 und einen Abgasweg entsprechend dem Kanal 82' nicht nur im Bereich eines Anschlußstutzens, sondern im Bereich beider Anschlußstutzen, bezogen auf die Fig. 5 und 6 also auch im Bereich des Einströmstutzens 44
20 vorzusehen.

Die Fig. 7 zeigt eine von den bisher beschriebenen Wärmetauscheranordnungen im Aufbau wesentlich abweichende Wärmetauscheranordnung mit einem Gehäuse
30 96, einem Einströmstutzen 98 und einem Ausström-

stutzen 100. Der vom Gehäuse 96 umschlossene Raum ist wieder durch zwei parallele Zwischenwände 104 und 106 in drei Abschnitte unterteilt, von welchen der mittlere als Kammer 102 für das Heizmedium dient, während
5 die beiden anderen dem Einströmstutzen 98 benachbart als Einströmkammer 108 und dem Ausströmstutzen 100 benachbart als Ausströmkammer 110 dienen.

Von der Einströmkammer 108 erstreckt sich ein Kanal
10 112, als Vorkammer bezeichnet, bis annähernd in die Mitte der Kammer 102 zwischen beiden Zwischenwänden 104 und 106. Der Kanal 112 wird von als Reibungswärmetauscher dimensionierten Kanälen 114 gleicher Länge aber geringeren Querschnitts umgeben. Die
15 Kanäle 112 und 114 münden gemeinsam in einen die andere Hälfte der Kammer 102 durchquerenden Kanal 116, dessen Querschnitt so dimensioniert ist, daß der Kanal 116 als Intensivwärmetauscher wirksam wird. Die Kanäle 114 münden im Randbereich des Kanals 116
20 aus, so daß sie geeignet sind, den sie verlassenden Gasstrahl gegen die Wandung des Kanals 116 zu lenken.

Die Öffnung des Kanals 112 im Bereich der Einströmkammer 108 kann durch eine Abdeckplatte 118 verschlossen werden, welche durch ein Bedienungselement
25 120 betätigbar ist.

Ist die Abdeckplatte 118 vom Kanal 112 abgehoben, durchströmt das Abgas den Kanal 112 und mit relativ
30 geringer Geschwindigkeit, bedingt durch den durch-

strömten Gesamtquerschnitt der Kanäle 112 und 114 auch die Kanäle 114. Anschließend wird der Kanal 116 durchströmt. Die Kanäle 112, 114 und 116 wirken dabei insgesamt als Intensivwärmetauscher.

5

Wird die Abdeckplatte 118 auf den Kanal 112 gesenkt, treten die Kanäle 114 als Reibungswärmetauscher in Funktion. Der Abgasstrahl tritt mit Geschwindigkeiten von 100 - 500 m/s aus den Kanälen 114 aus. Diese hohe Ausströmgeschwindigkeit, die sich an der Wand des Kanals 116 infolge Reibung sehr rasch abbaut, verstärkt den Wärmeübergang beträchtlich und vermindert deshalb das notwendige Bauvolumen des als Intensivwärmetauscher eingesetzten Kanals 116.

15

Da bei dieser Anordnung die Kanäle 114 einmal als Teil eines Intensivwärmetauschers und einmal als Reibungswärmetauscher wirksam werden, ergibt sich durch diese Funktionskombination eine sehr kompakte Gesamtanordnung, wobei außerdem durch die Düsenwirkung der Kanäle 114 bei Staubetrieb der Kanal 116 klein gestaltet werden kann.

- 26 -
Leerseite

FIG. 4

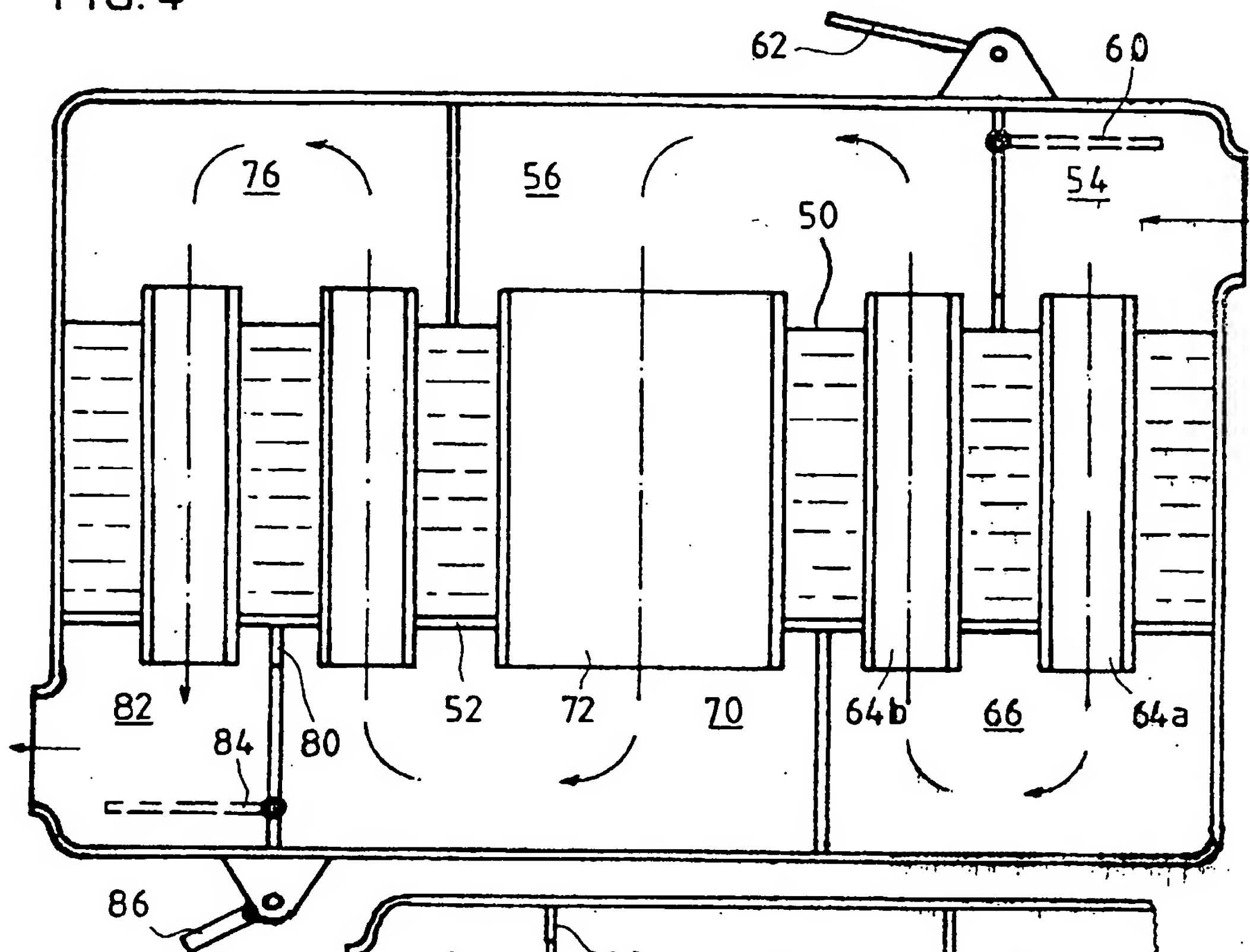


FIG. 5

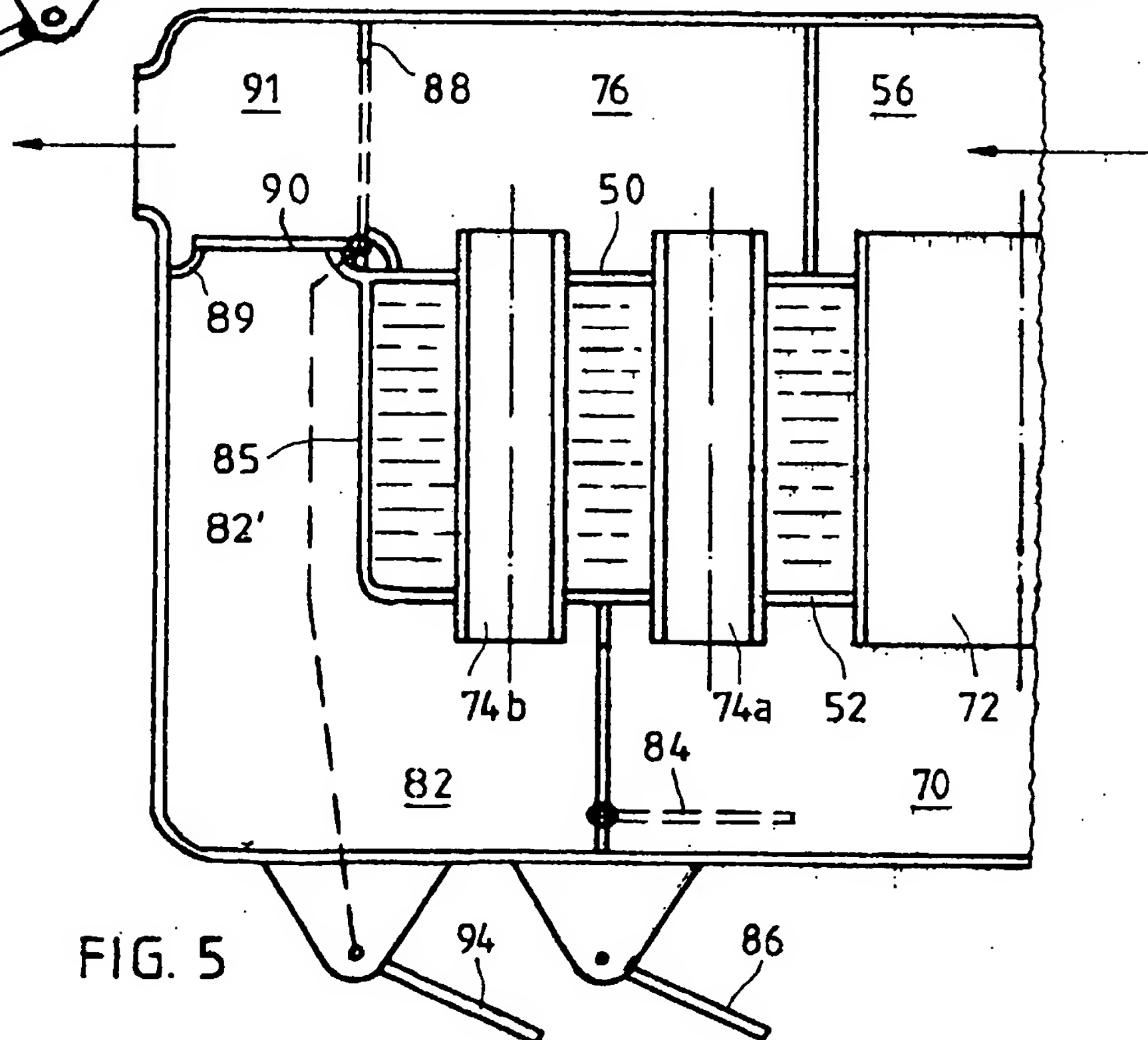
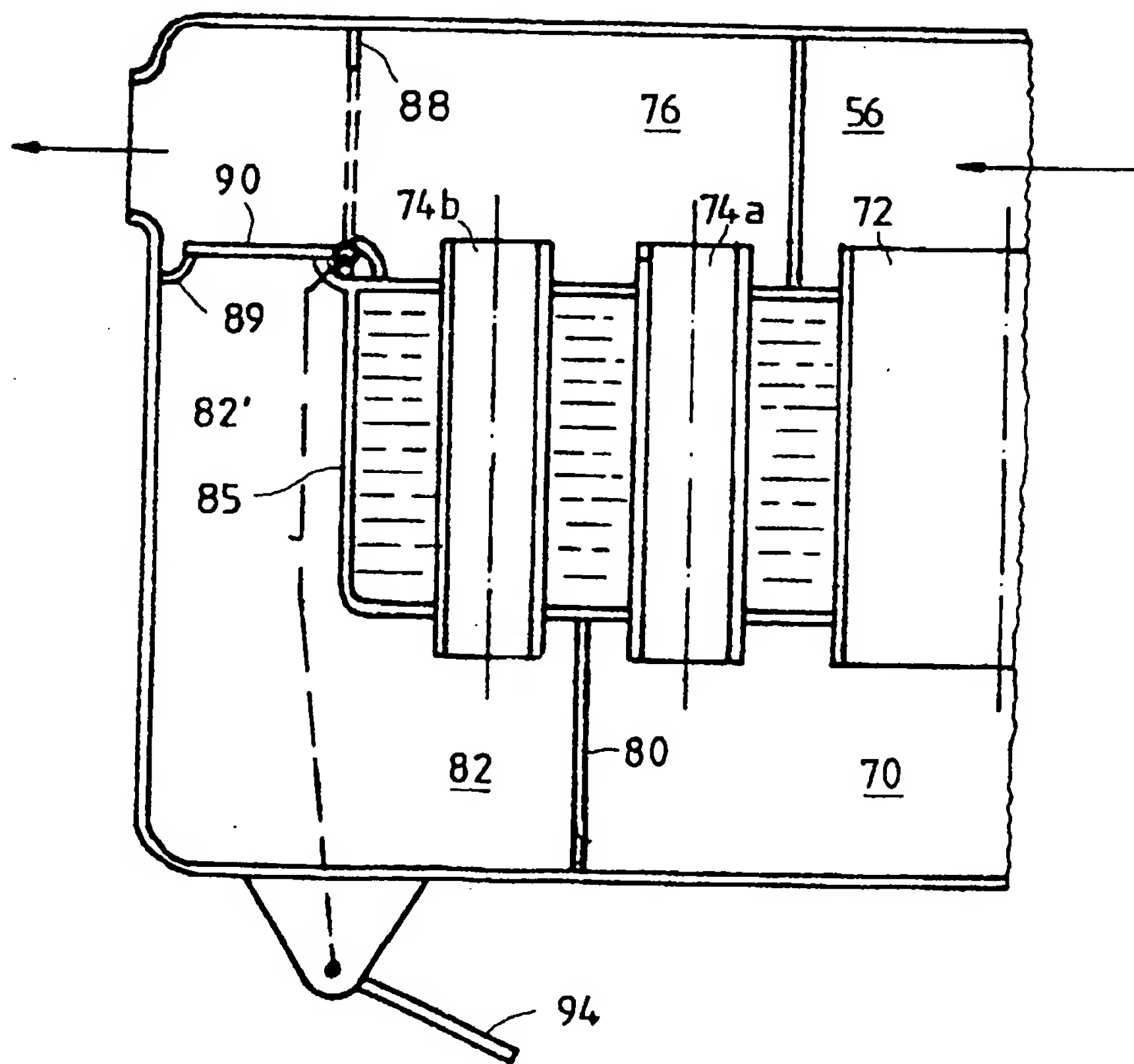


FIG.6



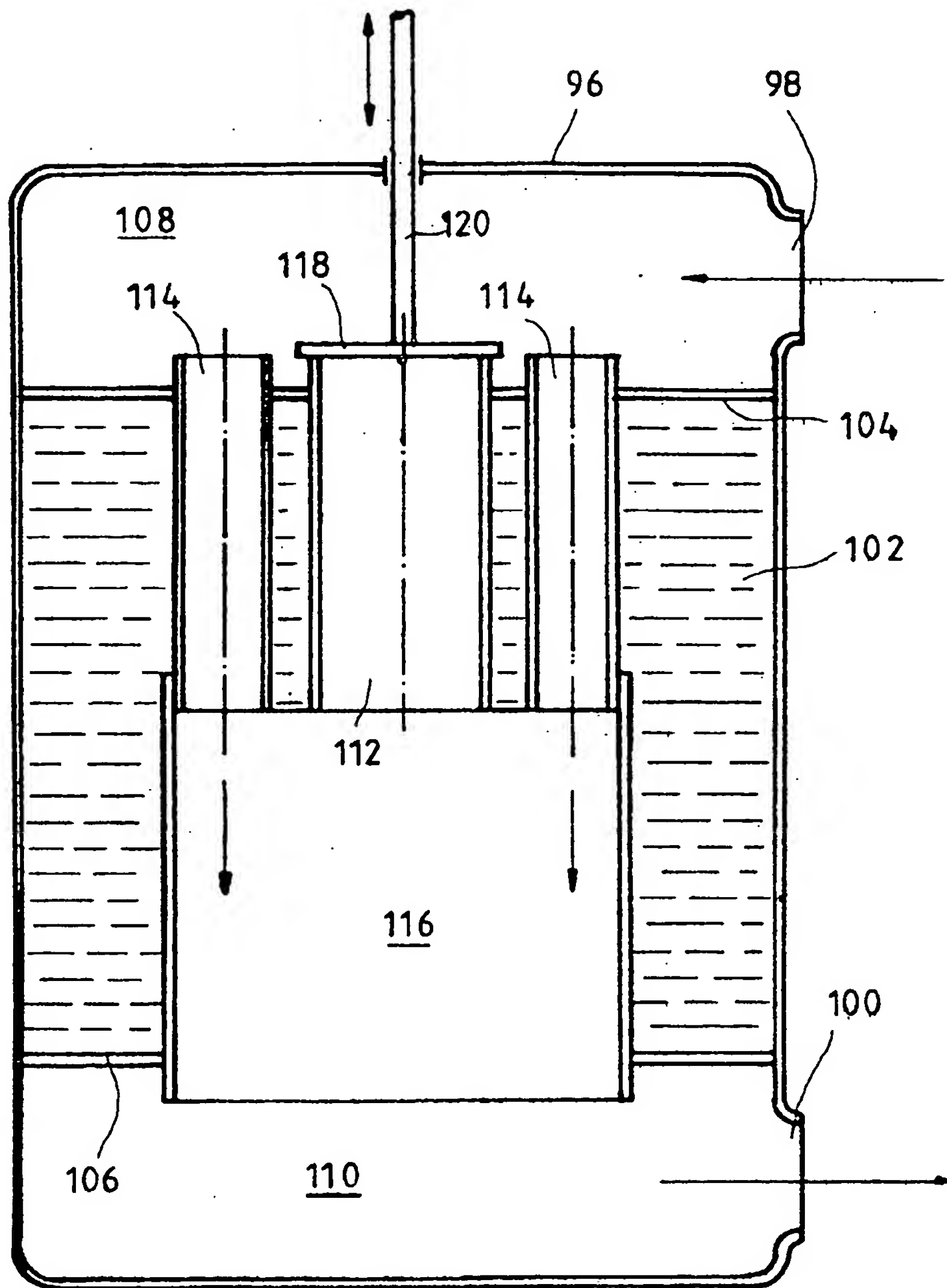


FIG. 7

Dr.-Ing. O. Schatz "Wärmetauscheranordnung"

3218984

AT: 19-05-82

Nummer:

3218984

Int. Cl.³:

F28D 7/00

Anmeldetag:

19. Mai 1982

Offenlegungstag:

24. November 1983

-3A-

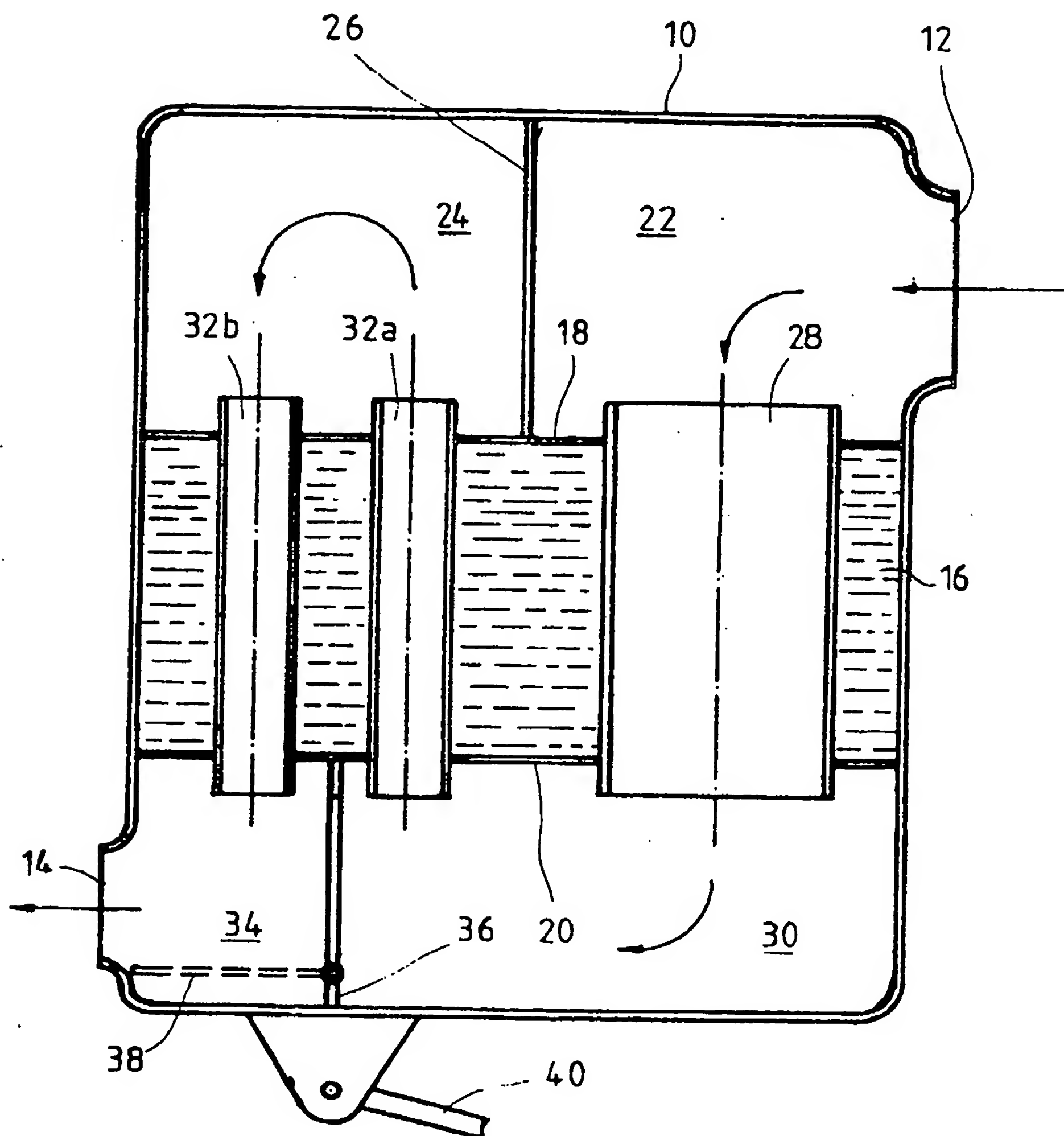


FIG.1